

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-130265

(P2002-130265A)

(43) 公開日 平成14年 5 月 9 日 (2002. 5. 9)

13

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テ-マ-コード (参考)

F 1 6 C 25/08

F 1 6 C 25/08

Z 3 J 0 1 2

G 1 1 B 19/20

G 1 1 B 19/20

E 5 D 1 0 9

H 0 2 K 5/173

H 0 2 K 5/173

A 5 H 6 0 5

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-329873(P2000-329873)

(22) 出願日 平成12年10月30日 (2000. 10. 30)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎 1 丁目 6 番 3 号

(72) 発明者 佐藤 佳宏朗

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目 5 番 50 号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 桃野 達信

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目 5 番 50 号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100107272

弁理士 田村 敬二郎 (外 1 名)

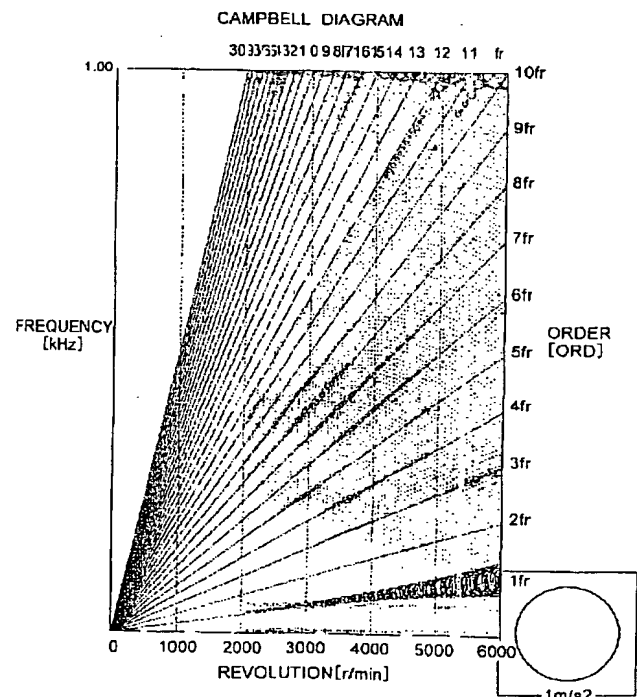
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 歳差運動を効果的に抑制できる軸受装置を提供する。

【解決手段】 軸外径寸法が、呼び径 d に対し公差 J I S B 0 4 0 1 の f 6 最小値以上で内輪内径最小寸法 $-0.8 \times 10^{-3} d$ 以下の範囲内で、かつハウジング内径寸法が、呼び径 D に対し $(1 + 0.38 \times 10^{-3}) D$ 以上で公差 J I S B 0 4 0 1 の G 6 最大値以下の範囲以内にあるように設定することで、ハードディスクドライブ装置における歳差運動を効果的に抑制できる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 軸に嵌合した内輪と、ハウジングに取り付けられた外輪と、前記内輪と外輪との間に配置された転動体とからなる軸受を 2 個以上備えた軸受装置において、

前記軸受は軸方向に予圧が付与されており、前記軸と前記内輪とはすきまばめに取り付けられ、かつ前記外輪と前記ハウジングとはすきまばめに取り付けられており、軸外径寸法が、呼び径 d に対し公差 $JISB0401$ の $f6$ 最小値以上で内輪内径最小寸法 $-0.8 \times 10^{-3} d$ 以下の範囲内で、かつハウジング内径寸法が、呼び径 D に対し $(1 + 0.38 \times 10^{-3}) D$ 以上で公差 $JISB0401$ の $G6$ 最大値以下の範囲以内にあることを特徴とする軸受装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【産業上の利用分野】本発明は、軸受装置に関し、特にハードディスクドライブなどの磁気ディスク装置において高速回転する軸を支持するのに好適な軸受装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、パソコンやサーバーなどの情報機器が発達し、大容量の記憶装置が標準的に備えられるようになった。記憶装置の一つであるハードディスクドライブ（以下、HDDとも称する）は、10GB以上の記憶容量を有する磁性円盤を高速回転させることで、短時間で情報の読み出し又は書き込みを行えるようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】このようなハードディスクドライブにおける一つの問題は、高速回転時における振動である。特に、慣性モーメントの比較的大きなディスクを細い軸で支持するため、ジャイロ効果に基づき、いわゆるロッキングモードと呼ばれる歳差運動が生じやすく、それによりディスクの回転精度が悪化して、読み書きのエラーが生じやすくなっている。

【0004】このような問題に対して、軸と軸受の内輪、及び軸受の外輪とハウジングとの隙間を小さく調整することにより、歳差運動を抑制する試みが行われた。しかしながら、かかる隙間を小さくしても、効果的に歳差運動を抑制できず、何らかの対策が必要とされている。

【0005】かかる問題に鑑み、本発明は、歳差運動を効果的に抑制できる軸受装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明の軸受装置は、軸に嵌合した内輪と、ハウジングに取り付けられた外輪と、前記内輪と外輪との間に配置された転動体（例えば玉、ころなど）とからなる軸受を 2 個以上備えた軸受装

置において、前記軸受は軸方向に予圧が付与されており、前記軸と前記内輪とはすきまばめに取り付けられ、かつ前記外輪と前記ハウジングとはすきまばめに取り付けられており、軸外径寸法が、呼び径 d に対し公差 $JISB0401$ の $f6$ 最小値以上で内輪内径最小寸法 $-0.8 \times 10^{-3} d$ 以下の範囲内で、かつハウジング内径寸法が、呼び径 D に対し $(1 + 0.38 \times 10^{-3}) D$ 以上で公差 $JISB0401$ の $G6$ 最大値以下の範囲以内にあることを特徴とする。尚、すきまばめとは、穴の最小許容寸法より軸の最大許容寸法が小さく、常に穴と軸の間にすきまがあるはめあいをいう。

【0007】

【作用】一般的な回転装置に用いる転がり軸受においては、内輪回転・外輪固定の場合、内輪側を締め込みとし外輪側をすきま締めとし、一方、内輪固定・外輪回転の場合、内輪側をすきま締めとし外輪側を締め込みとすることが行われている。又、軸受装置の振動を抑制するためには、経験的に、部材同士の隙間を小さくすると効果があることが知られている。ところが、ハードディスクドライブに用いられる軸受装置においては、それぞれの隙間を小さくしても、十分な振動抑制効果がないことが判明した。

【0008】そこで、本発明者らは、ハードディスクドライブの実機に近い条件で、いかなる隙間を設定すれば、振動を最も抑制できるかの解析を行った。図 1 は、本発明者らが用いた試験装置の断面図であり、図 2 は、試験条件を示す図である。図 3 は、図 1 に示す試験装置をモデル化した図である。軸受装置 10、20 が、バネとダンパとを構成している。尚、かかる系の静止時の固有振動数を f_1 とする。

【0009】図 1 において、固定された軸 1 と、回転可能なハウジング 2 との間に一対の軸受 10、20 が配置されている。ハウジング 2 の周囲には、3 枚のアルミ円盤 3 が水平に隔置配置されている。ハウジング 2 の下方には、駆動部 4 が設けられ、ハウジング 2 とアルミ円盤 3 を回転駆動するようになっている。軸 1 の上端には、断面が正形状の板が接着されており、その側面に取り付けられた加速度ピックアップ 5 が、軸 1 の半径方向の振動を検出できるようになっている。尚、軸受 10、20 には、例えばテーパ構成を用いて軸方向に予圧が付与されている。

【0010】図 4、5 は、図 1 の試験装置を用いて行った試験結果を示すグラフであり、横軸にハウジング 2 の回転数を取り、縦軸に周波数をとって示している。ハウジング 2 の回転数を増大させていった場合における加速度ピックアップ 5 の検出した加速度（すなわち振動）の大きさを、サークル径で示している。

【0011】図 4 から明らかなように、ロッキングモードが発生すると、共振が発生し、それにより大きな振動が発生することが判る。

【0012】しかしながら、図5に示すように、ロックモードが発生しなければ、全ての回転速度領域で振動は小さく抑えられるという結果が得られた。

【0013】以上の試験結果より、ロックモードの発生を抑えることで、軸1に生じる振動を抑えることが出来ることが判明した。しかるに、ロックモードをいかにして抑えるべきかという問題がある。そこで、本発明者は、図3に示す系で、軸受の有するダンパ機能に着目し、その減衰効果を高めることによって、ロックモードの発生を抑え振動レベルを低減できるのではないかと考えた。また、減衰効果を高めることは、軸と軸受とハウジングとの間における嵌め合い隙間の調整によって行えるのではないかと考えた。

【0014】かかる仮説を立証すべく、本発明者は、次のステップとして、図1の試験装置を用いて、軸と軸受とハウジングとの間における嵌め合いすきまを変えて、振動測定を行った。その実験結果を図7に示す。

【0015】図6(a)において、その横軸に、内輪側はめあいすきまの内輪呼び径に対する値 δ_i をとり、その縦軸に、外輪側のはめあいすきまの外輪呼び径に対する値 δ_o をとって示しており、ロックモードの振動レベルを、大、中、小の3段階で評価した。尚、図7

$$0.8 \times 10^{-3} \leq \delta_i / d \leq 3.6 \times 10^{-3}$$

1)

$$0.4 \times 10^{-3} \leq \delta_o / D \leq 1.7 \times 10^{-3}$$

2)

となる。

【0018】以上より、ロックモードの振動レベルを抑えるためには、これまで常識とされてきた嵌め合い公差範囲とは別に、軸と軸受とハウジング内径との間に最適な嵌め合いすきまを設定する必要があることが判った。ところで、軸受内輪および外輪は公差をもって製作されるので、その公差を考慮に入れると、おのずと軸外径およびハウジング内径が決まる。これを示したのが、図7である。

【0019】図7において、横軸は、軸外径寸法が呼び径 d における軸受の内輪との嵌め合いすきまであり、縦軸は、ハウジング内径寸法が呼び径 D における軸受外輪との嵌め合いすきまであり、最適なすきまは、軸と軸受の内輪の嵌め合いすきまにおいて、最小すきま I_{min} ($=0.8 \times 10^{-3} d$) から最大すきま ($=I_{min} +$ 軸外径の寸法公差 + 内輪内径の寸法公差) までの範囲であり、かつ軸受の外輪とハウジング内径の嵌め合いすきまにおいて、最小すきま O_{min} ($=0.38 \times 10^{-3} D$) から最大すきま ($=O_{min} +$ 外輪外径の寸法公差 + ハウジング内径の寸法公差) である。

【0020】以上の最適すきま範囲を、JIS B 0401の嵌め合い公差に照らして一般化すると、「軸外径寸法が呼び径 d に対し公差JIS B 0401のf6最小値以上で内輪内径最小寸法 $-0.8 \times 10^{-3} d$ 以下の範囲

* (a) において、ハッチングで示す領域は、本実験に供試した軸受 (番号: 695、内径 $\phi 5$ mm、外径 $\phi 13$ mm、幅4 mm) を内輪固定・外輪回転で用いる場合における、通常の嵌め合い (JIS B 0401による軸寸法公差h6、ハウジング寸法公差K7) の領域である。

【0016】図6(a)から明らかであるが、ロックモードの振動レベルが小レベルとなるのは、内輪側はめあいすきまの内輪呼び径に対する値 δ_i が $4 \sim 18 \mu$ mであり、かつ外輪側のはめあいすきまの外輪呼び径に対する値 δ_o が $5 \sim 22 \mu$ mの範囲であって、通常用いられる軸受の嵌め合い公差領域とずれていることが判明した。尚、JIS B 0401によれば、本実験に供試した軸受 (番号: 695) を更に精密に用いる場合、軸寸法公差h5、ハウジング寸法公差K5) となって、図6(a)でハッチングした領域より更に内側の領域となるため、本発明者らの結果から更に離れることが判った。

【0017】一方、図6(a)のグラフは、供試軸受 (番号: 695) における最適な範囲を示したものであるから、その呼び寸法である外輪外径 $D = 13$ mm、内輪内径 $d = 5$ mmを考慮して、無次元化 (一般化) したものが、図6(b)に示すグラフである。すなわち、図6(b)に示すように、最適なすきまは、

内で、かつハウジング内径寸法が呼び径 D に対し ($1 + 0.38 \times 10^{-3}$) D 以上で公差JIS B 0401のG6最大値以下の範囲」ということになる。すなわち、軸受の内外輪共にすきま嵌めの関係となる。

【0021】尚、最適すきま範囲の上限を超えた場合、図8に示すようにRRO (回転速度同期成分の振れ) が大きくなることが判っているので、すきまは必ずしも大きい方が良いとは言えず、その意味ではすきまを大きくすると回転精度が悪化するという経験に基づく考えは、正しいこととなる。

【0022】ただし、最適すきま範囲の下限を超えた場合、ジャイロ効果によるロックモードの振動レベルが増大するという本発明者らの試験結果によれば、必ずしもすきまは小さい方が良いとはいえない。

【0023】ところで、ハードディスクドライブ装置のように回転精度が要求される場合は、軸受に予圧を与えて使われることが一般的である。ところが、本発明者らの試験結果に基づき、軸受の内輪および外輪ともすきまばめとした場合、いかにして予圧を負荷した状態で取付けるべきかが問題となる。以下に述べる実施の態様で、具体的な軸受の取り付け態様について説明する。

【0024】

【発明の実施の形態】図9は、軸受に予圧を付与する構成を示した図である。図9において、固定された軸1

と、回転可能なハウジング2との間に一対の軸受10、20が配置されている。軸受10、20の外輪11、21は、ハウジング2の段部2a、2bに当接し、互いに近接する方向の移動を制限されている。

【0025】軸受20の内輪21は、その下面を支持部8に支持されている。軸受10の内輪11は、その上面を予圧部材6の下端部に当接させている。チューブ状の予圧部材6は、軸1の上部に形成されたねじ部1aに螺合しており、従って、予圧部材6を軸1に対して回転させることにより、軸受10の内輪11を押圧する力Fすなわち予圧量を調整することが出来る。

【0026】本実施の形態によれば、上述したとき、ロッキングモードを抑制するために最適なすきま範囲である内外輪すきま嵌め状態としたときにも、予圧部材6により適切な予圧を付与することによって、軸1と軸受10、20とハウジング2との間のガタつきを防止して、不要な振動が発生しないようにすることが出来る。

【0027】上述した実施の形態では、ねじによる予圧負荷構成としたが、軸側にねじを設けることなく、予圧部材に予圧を負荷した状態で、側方から半径方向にねじをねじ込んで固定したり、接着剤で接着する手法があるが、特に接着によれば量産性に優れるという利点がある。更に、以下に述べる別な実施の形態では、いわゆる楔効果を利用して、軸と軸受或いは軸受とハウジングとをガタなく取り付けることができる。図10は、軸と軸受とハウジングとを取り付ける本実施の態様を示す図である。

【0028】図10(a)においては、軸受110、120の内輪111、121と、外輪112、122が、それぞれ対向する側を小径とするテーパ状になっている。又、軸受120の内輪121が嵌合する支持部107の支持面107aと、軸受110、120の外輪112、122が嵌合するハウジング2の内周面2c、2dも対応したテーパ状となっている。

【0029】図10(a)に示すように取り付けられた状態で、上方から軸1の周囲に沿って、チューブ状の取り付け部材106を挿入すると、その下部の外周に設けられたテーパ面106aが軸受110の内輪111の内周テーパ面に当接し、いわゆる楔効果により、軸受110を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受110を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。一方、取り付け部材106を下方に押圧することで、テーパ面2cを介してハウジング2も下方に押圧されるので、それにより支持部107の支持面107aと軸受120の内輪121の内周テーパ面とが当接しあい、いわゆる楔効果により、軸受120を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受120を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。

【0030】図10(b)においては、軸受210、2

20の内輪211、221と、外輪212、222のそれぞれ一部が、テーパ状になっている。又、軸受220の内輪221が嵌合する支持部207の支持面207aと、軸受210、220の外輪212、222が嵌合するハウジング2の内周面2e、2fも対応したテーパ状となっている。

【0031】図10(b)に示すように取り付けられた状態で、上方から軸1の周囲に沿って、チューブ状の取り付け部材206を挿入すると、その下部の外周に設けられたテーパ面206aが軸受210の内輪211の内周テーパ面に当接し、いわゆる楔効果により、軸受210を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受210を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。一方、取り付け部材206を下方に押圧することで、テーパ面2eを介してハウジング2も下方に押圧されるので、それにより支持部207の支持面207aと軸受220の内輪221の内周テーパ面とが当接しあい、いわゆる楔効果により、軸受220を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受220を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。

【0032】図10(c)においては、軸受310、320の内輪311、321のみが、テーパ状になっており、円筒状である軸受310、320の外輪312、322は、ハウジング2の段部2a、2bに当接している。又、軸受320の内輪321が嵌合する支持部307の支持面307aも対応したテーパ状となっている。

【0033】図10(c)に示すように取り付けられた状態で、上方から軸1の周囲に沿って、チューブ状の取り付け部材306を挿入すると、その下部の外周に設けられたテーパ面306aが軸受310の内輪311の内周テーパ面に当接し、いわゆる楔効果により、軸受310を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受310を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。一方、取り付け部材306を下方に押圧することで、段差2a、2bを介してハウジング2も下方に押圧されるので、それにより支持部307の支持面307aと軸受320の内輪321の内周テーパ面とが当接しあい、いわゆる楔効果により、軸受320を軸方向及び半径方向に押圧することとなる。それにより、軸受320を軸1とハウジング2に対してガタなく取り付けることが出来る。尚、本実施の形態においては、ハウジング2の段差2a、2b間の間隔を適切に設定し、取り付け部材306の押圧量を規制することで、軸受310、320の予圧量を調整できる。

【0034】本実施の形態によれば、軸受内輪と軸、軸受外輪とハウジング内周面の少なくとも一方をすきまばめで嵌めあわせる場合、テーパ面とした取り付け構造とすることによって、ガタのない取り付けが可能となる。

【0035】尚、このとき、内輪内周面と軸の間に挿入

する間座の材質を外輪外径に取付ける回転体（HDDの場合はハブ）と同じまたはほぼ等しい線膨張係数を有する材質とすることにより、温度上昇による予圧抜けを有効に防止できる。さらに、軸を支持する材質の線膨張係数を考慮することにより、より最適な組み合わせとできる。更に軸受において、内輪内周面、内輪外周面、外輪内周面、外輪外周面は、ストレート（円筒面）の場合とテーパ形状の場合を、適宜組み合わせることができ、組立精度や接触角（予圧）の設定に応じて図10までの組み合わせの他、種々の組み合わせが可能である。

【0036】ところで、本発明者らの研究結果によれば、ハードディスクドライブの筐体の構成により、ロッキングモードが誘発されやすいことが判明した。これを具体的に説明する。

【0037】図11は、ハードディスクドライブの一例を示す斜視図である。図12（a）は、ハードディスクドライブの従来技術による筐体の上面図であり、図12（b）は、XII-XII線で切断して矢印方向に見た図であるが、スピンドルモータは省略して示している。

【0038】従来技術のハードディスクドライブにおいては、筐体604上に、磁気ディスク601を回転駆動させるスピンドルモータ605と、ヘッド602を支持するスイングアーム603を極力コンパクトになるよう配置しているので、図12に示すように、筐体604の中心O1と、スピンドルモータ605の中心O2とでオフセットSが生じる。尚、オフセットとは、スピンドルの中心がずれた方向の筐体長さに対するスピンドル中心と筐体中心間の長さの割合で定義している。

【0039】この中心間のオフセットSにより、筐体604のスピンドルモータ605の取り付け部付近で、撓み剛性に異方性が生じる。より具体的には、スピンドルモータ605より軸方向荷重Fを受けたとき、図12（b）に示すように、筐体604の上面が傾き、それによりスピンドルモータ605のスピンドルが傾いて、回転するディスク601の歳差運動が誘発されることとなる。

【0040】筐体の全端面が固定されてスピンドルに軸方向荷重Fが加わった場合において、スピンドル中心のオフセット量S（横軸）に対するスピンドルの傾き角 θ （縦軸）の関係を計算したグラフを図13に示す。図13から明らかなように、スピンドルの傾き角が最大となるのは、オフセット量が約50%となった場合である。

【0041】理想的には、そのオフセット量Sをゼロに配置することが望ましいが、コンパクト化を図るため、通常のハードディスクドライブ装置におけるオフセット量は、25~32%程度とせざるを得ない。しかしながら、本発明者の研究によれば、傾き角 θ が半分になるようなオフセット量でも、ロッキングモードの誘発を防ぐ効果は十分得られることが判明した。

【0042】オフセット量を減らすことにより、筐体の

異方性のある程度修正することが可能であるが、別な手法として、図14に示すようにスピンドル中心の両側で筐体604の厚さを変えることがある。すなわち、図14（b）に示すように、筐体604の上壁において、スピンドルモータ605の中心から左側の厚さを t_2 とし、その右側の厚さを t_1 （ $t_1 < t_2$ ）とすると、スピンドルモータ605の中心から左側の部分の剛性が上がり、撓み角 θ は、条件により0に近づく。

【0043】図15は、筐体の全端面が固定されてスピンドルに軸方向荷重が加わった場合において、スピンドルの両側に筐体の厚みの比（ t_2/t_1 ：横軸）に対するスピンドルの傾き角（縦軸）の関係を計算したグラフである。図15より、ある一定のオフセット量において、スピンドル中心に軸方向荷重をかけた場合にスピンドルが傾かないような厚みの比（ t_2/t_1 ）が一意的に決定する。従って、このような厚みの比にすることが望ましいが、傾き角が $t_2/t_1 = 1$ の場合の半分になるような厚み比でも、ロッキングモードの誘発を防ぐ効果は十分得られる。

【0044】更に別の手法として、図16（b）に示すように、スピンドルモータ605の直下又は中央部付近の筐体604と、剛体である支持部610の間に弾性体Eを接着配置することがある。弾性体Eは、その減衰効果により軸方向の振動そのものを低減し、それによりロッキングモードの誘発を防ぐことが可能となる。

【0045】尚、弾性体Eの例としては、例えば、

（1）PPS（ポリフェニレンサルファイド）、リニアPPS、リニアPPS+PTFE、ナイロン6、6-6ナイロン、ナイロン11、ポリカーボネイト、ポリアセタール、ポリエチレン、ポリアミド樹脂、熱可塑性ポリイミド樹脂、熱可塑性フルオロ樹脂、ポリアルレンサルファイド、芳香族ポリエーテルケトン、ポリアリレート等のプラスチックおよびこれらのエンジニアリングプラスチックにグラファイトを5~40%添加したものか、或いは（2）アクリルゴム、ニトリルゴム、アクリロニトリルゴム、フッ素ゴム、ブタジエンゴム、ニトリルブタジエンゴム、水素添加アクリロントリロゴム、クロロプレンゴム、シリコンゴム、ウレタンゴム、多硫化ゴム等の合成ゴムやポリエステル系エラストマやポリアミドエラストマ等の合成ゴムなどが考えられる。

【0046】以上の実施の形態を単独で、或いは組み合わせることによって歳差運動を効果的に抑制することが出来る。尚、図17は、従来例の振動の加速度比と、上述した実施の形態による振動の加速度比とを比較した図であり、従来例を1としたときの、実施の形態の振動低減効果を表したものである。図17より明らかであるが、内外輪の嵌め合いすきまを最適にすることが最も効果的で、従来比の10%まで振動を低減できることが判る。

【0047】以上、本発明を実施の形態を参照して説明

してきたが、本発明は上記実施の形態に限定して解釈されるべきではなく、適宜変更・改良が可能であることはもちろんである。

【0048】

【発明の効果】本発明によれば、歳差運動を効果的に抑制できる軸受装置を提供することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明者らが用いた試験装置の断面図である。

【図2】試験条件を示す図である。

【図3】図1に示す試験装置をモデル化した図である。

【図4】図1の試験装置を用いて行った試験結果を示すグラフである。

【図5】図1の試験装置を用いて行った試験結果を示すグラフである。

【図6】振動測定結果を示す図である。

【図7】軸受における最適すきま範囲を示す図である。

【図8】図1の試験装置を用いて行った試験結果を示すグラフである。

【図9】軸受に予圧を付与する構成を示した図である。

【図10】軸と軸受とハウジングとを取り付ける本実施の態様を示す図である。

【図11】ハードディスクドライブの一例を示す斜視図である。

【図12】図12(a)は、ハードディスクドライブの従来技術による筐体の上面図であり、図12(b)は、

XII-XII線で切断して矢印方向に見た図であるが、スピンドルモータは省略して示している。

【図13】スピンドル中心のオフセット量 S （横軸）に対するスピンドルの傾き角 θ （縦軸）の関係を計算したグラフである。

【図14】図14(a)は、ハードディスクドライブの本実施の形態による筐体の上面図であり、図14(b)は、XIV-XIV線で切断して矢印方向に見た図であるが、スピンドルモータは省略して示している。

【図15】スピンドルの両側に筐体の厚みの比(t_2/t_1 ：横軸)に対するスピンドルの傾き角（縦軸）の関係を計算したグラフである。

【図16】図16(a)は、ハードディスクドライブの別な実施の形態による筐体の上面図であり、図16(b)は、XVI-XVI線で切断して矢印方向に見た図であるが、スピンドルモータは省略して示している。

【図17】従来例の振動の加速度比と、上述した実施の形態による振動の加速度比とを比較した図である。

【符号の説明】

1 軸

2 ハウジング

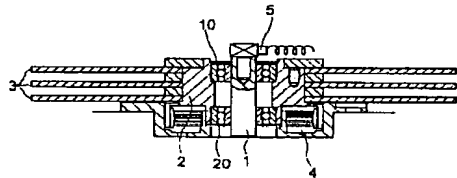
10, 20, 110, 120, 210, 220, 31

0, 320 軸受

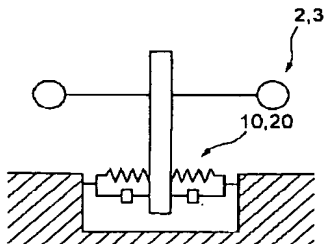
604 筐体

605 スピンドルモータ

【図1】



【図3】



【図2】

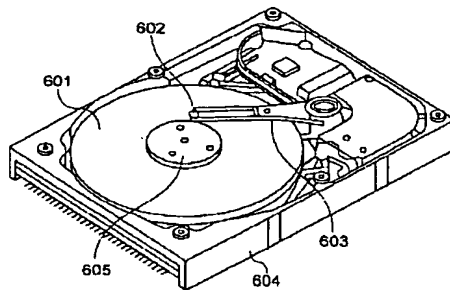
実験条件		
ディスク		3.5インチ、アルミ、3枚
スピンドルモータ		6000min ⁻¹ 、外巻回転
軸受	名 番	695
	はめあいすきま比	内精側0.4~1.7 外精側0.6~3.6 $\times 10^{-3}$
筐体	材質	アルミ合金
	厚み比	約1.0, 1.6
	オフセット	30%, 0%
	減衰効果を有する弾性体	シリコンゴム(厚さ2mm)

(図14,15の試験に供試)

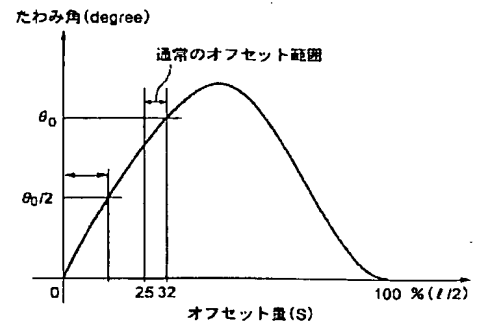
(図12,13の試験に供試)

(図16の試験に供試)

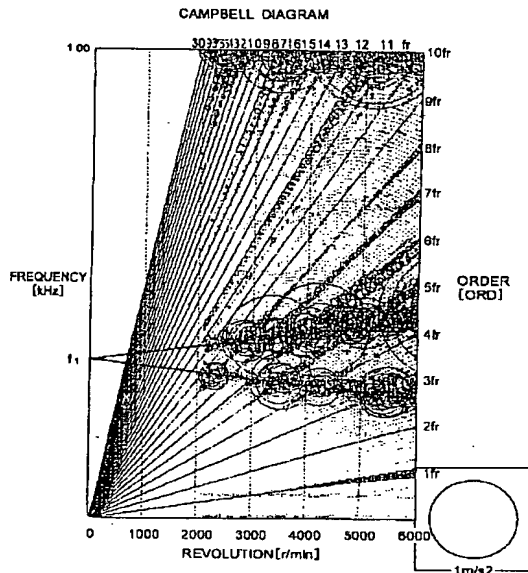
【図11】



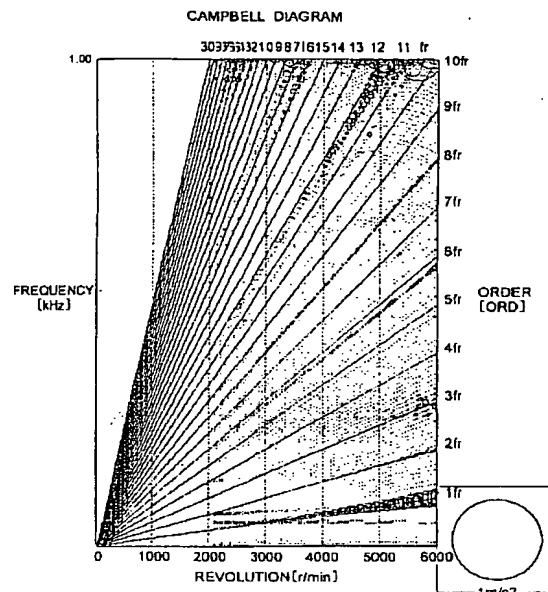
【図13】



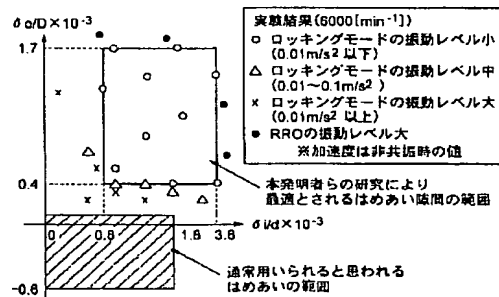
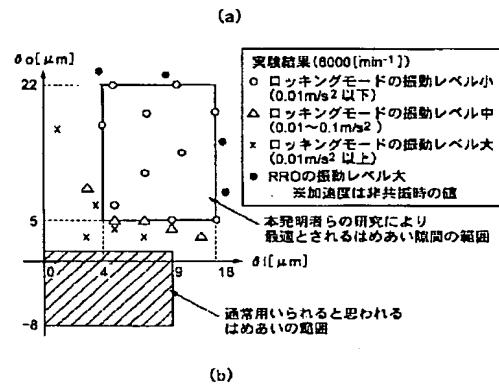
【図4】



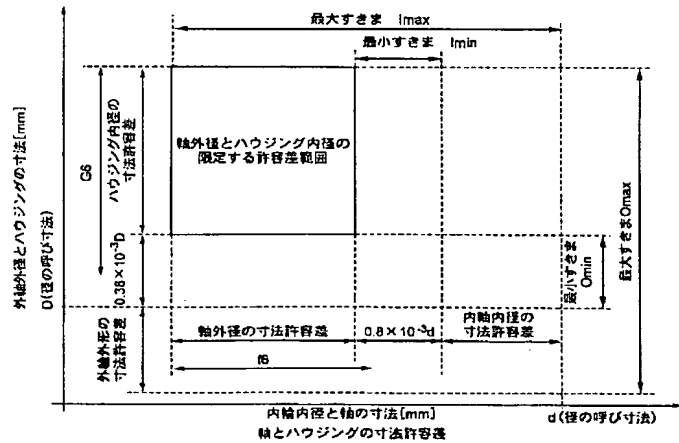
【図5】



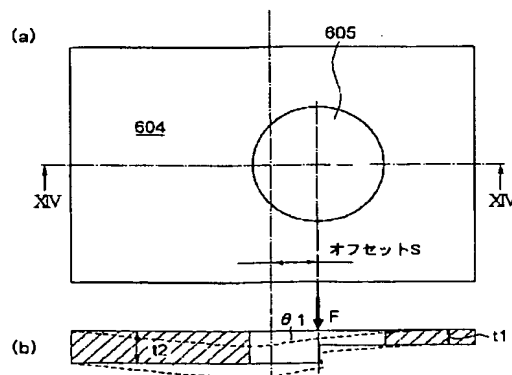
【図6】



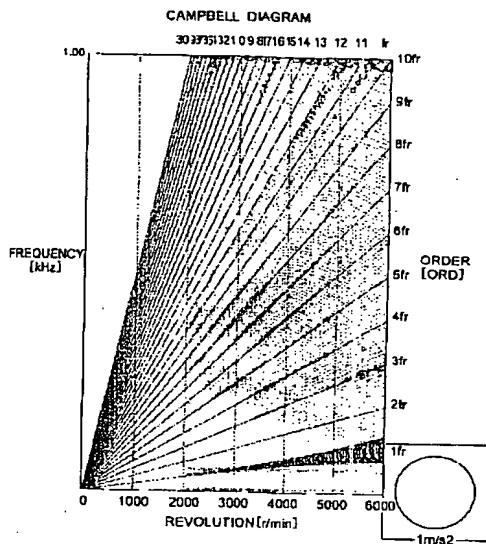
【図7】



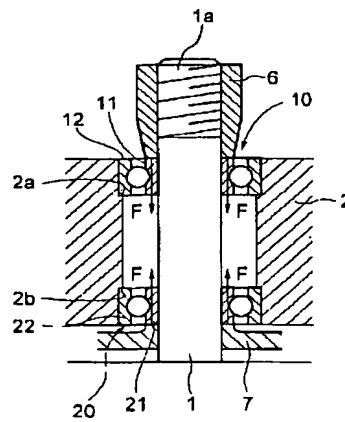
【図14】



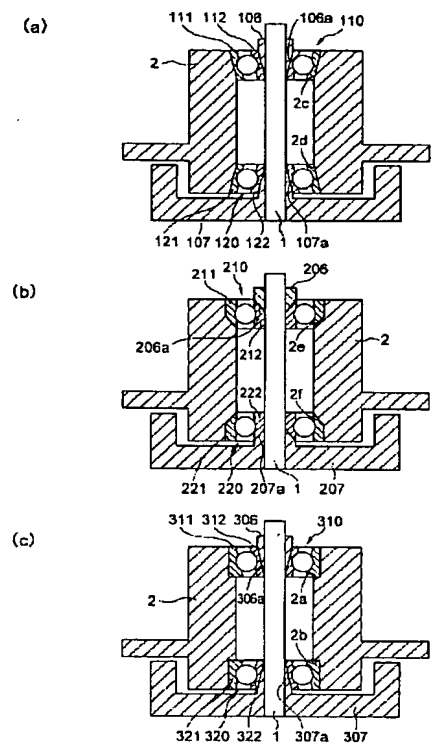
【図8】



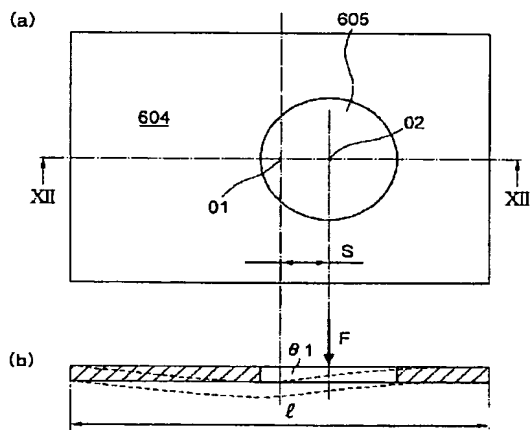
【図9】



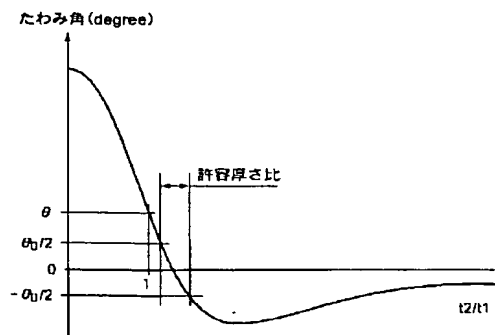
【図10】



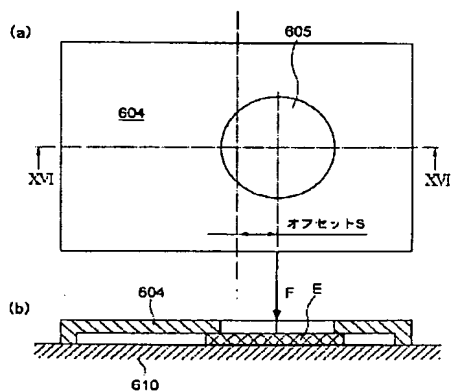
【図12】



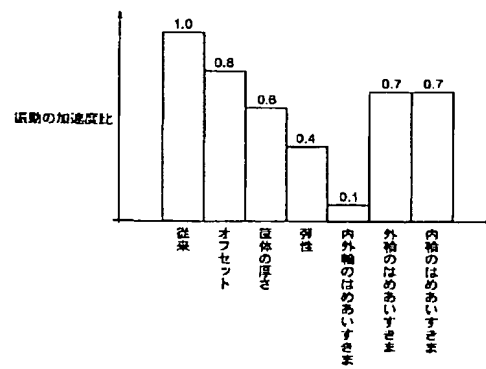
【図15】



【図16】



【図 17】



フロントページの続き

(72) 発明者 石和田 博
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 50 号
 日本精工株式会社内

F ターム (参考) 3J012 AB04 AB07 BB01 BB05 CB01
 CB02 FB10 HB04
 5D109 BB05 BB13 BB16 BB21 BB27
 5H605 AA04 BB05 BB19 CC02 CC03
 CC04 EA06 EB10 GG04 GG21